



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR PRO DOPRAVU OBILÍ

BUCKET HOIST FOR GRAIN TRANSPORT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

RADEK VALOUCH

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Radek Valouch

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Korečkový elevátor pro dopravu obilí

v anglickém jazyce:

Bucket hoist for grain transport

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte korečkový elevátor pro dopravu obilí do obilního sila. Základní parametry:

- dopravní výška 20 m
- dopravní výkon 40000 kg hod⁻¹

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení,
 - podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP.
-

Seznam odborné literatury:

1. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. ČSN ISO 5048 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky.
4. Související ČSN a firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 31.10.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem korečkového elevátoru pro dopravu obilí dle zadaných parametrů. V první kapitole je krátkou řešerší uvedena koncepce navrženého řešení. Další kapitoly jsou zaměřeny na funkční výpočet, návrh a kontrolu jednotlivých komponent zařízení. V samotném návrhu jsou zohledněny požadavky pro odstředivé vyprazdňování korečků a smíšený způsob plnění korečků. K práci je přiložena výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Korečkový elevátor, dopravník, koreček, pás, svislá doprava, pohon.

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with a construction design of a bucket elevator for grains in accordance to assigned data. In the first chapter, a conception of a proposed solution is introduced. Other chapters focus on a functional calculation, design and checking the individual components of the device. The requirements for centrifugal emptying of buckets and a mixed filling of buckets are taken into account in the design. A drawing documentation is enclosed with the thesis.

KEYWORDS

Bucket elevator, conveyor, bucket, belt, vertical transport, drive.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VALOUCH, R. *Korečkový elevátor pro dopravu obilí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 50 s.
Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury a zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Radek Valouch



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce, panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za odbornou pomoc a konzultace potřebné pro zpracování bakalářské práce. Dále chci poděkovat rodině za podporu, kterou mi poskytovala po celou dobu studia.



OBSAH

Úvod	9
1 Koncepce navrženého řešení	10
1.1 Hlavní části elevátoru	10
1.2 Pohon a brzdění korečkového elevátoru	11
1.3 Tažný prostředek.....	12
1.4 Napínání tažného prostředku	12
1.5 Korečky plnění a vyprazdňování	13
1.5.1 Rozdělení a upevňování korečků.....	13
1.5.2 Plnění korečků	14
1.5.3 Vyprazdňování korečků.....	14
1.6 Nosná konstrukce.....	15
2 Funkční výpočet	16
2.1 Předběžný výpočet	16
2.1.1 Zadané parametry	16
2.1.2 Zvolené a vypočtené parametry dle požadavků zadání	16
2.1.3 Výkon motoru.....	17
2.1.4 Obvodová síla na hnacím bubnu	18
2.1.5 Volba korečku	18
2.1.6 Kontrola odstředivého vyprazdňování korečků.....	19
2.1.7 Návrh tažného prostředku.....	20
2.2 Zpřesněný výpočet	22
2.2.1 Určení jednotlivých odporů proti pohybu a celkové obvodové síly.....	22
2.2.2 Stanovení výkonu hnacího motoru a volba pohonu	26
2.2.3 Určení skutečné napínací síly a skutečných tahů ve sbíhající a nabíhající větvi hnacího bubnu	28
2.3 Kontrolní výpočty hnacího hřídele a ostatních komponent	29
2.3.1 Kontrolní výpočet hnacího hřídele	29
2.3.2 Návrh a kontrola per na vstupu hnacího hřídele.....	37
2.3.3 Kontrolní výpočet ložisek hnacího hřídele	38
Závěr	42
Použité informační zdroje.....	43
Seznam použitých zkratk a symbolů	45
Seznam příloh	50



ÚVOD

Korečkové elevátory jsou určeny k dopravě sypkých nebo drobných kusových materiálů ve svislém nebo strmém směru. Dopravovaný materiál vstupuje do dopravníku nasýpací šachtou ve spodní části elevátoru, kde je pomocí korečků upevněných na pásu nebo pro nižší rychlosti na článkovém řetězu transportován do horní vysýpací šachty, kde se korečky vyprazdňují a materiál samospádem vypadává do určeného místa, případně je dále transportován.

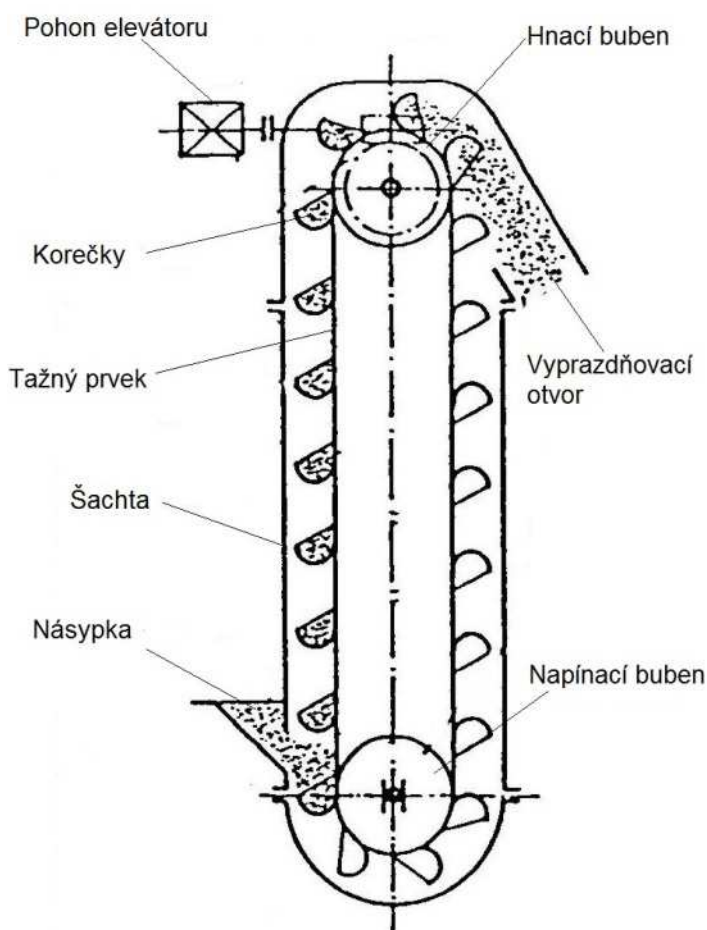
Korečkové elevátory se používají především k dopravě obilovin a jiných komponent v zemědělských a potravinářských závodech. Dále jsou elevátory hojně využívány i v jiných průmyslových odvětvích při dopravě stavebních směsí a jiných suchých, sypkých látek.

Korečkový elevátor jsem si vybral jako téma své bakalářské práce právě proto, že jsou tato zařízení úzce spojena se zemědělským průmyslem, kde k těmto zařízením přicházím často do styku.

1 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ

Vzhledem k zadaným parametrům je zvoleno řešení s jednokomorovou šachtou a nesamonosnou konstrukcí. Dopravní výkon bude dodávat elektromotor vybavený elektromagnetickou brzdou a potřebný převodový poměr zajistí kuželočelní převodovka. O přenos kroutícího momentu na hnací hřídel se bude starat pružná vlnovcová spojka. Pohon je standardně umístěn v horní části elevátoru a je samostatně uložen na konstrukci hlavy elevátoru a ukotvený na prvku nosné konstrukce. Spodní část elevátoru bude vybavena napínacím mechanismem. Jako tažný orgán je volen PVC pás pro korečkové elevátory z důvodu vyšší rychlosti, která zajišťuje odstředivé vyprazdňování korečků. V závislosti na dopravovaném materiálu jsou voleny ocelové lisované korečky, které jsou k pásu upevněny pomocí speciálních talířových šroubů. Je zvoleno smíšené plnění korečků.

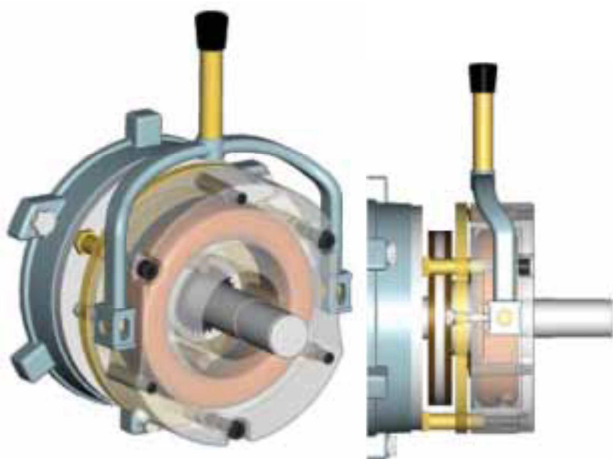
1.1 HLAVNÍ ČÁSTI ELEVÁTORU



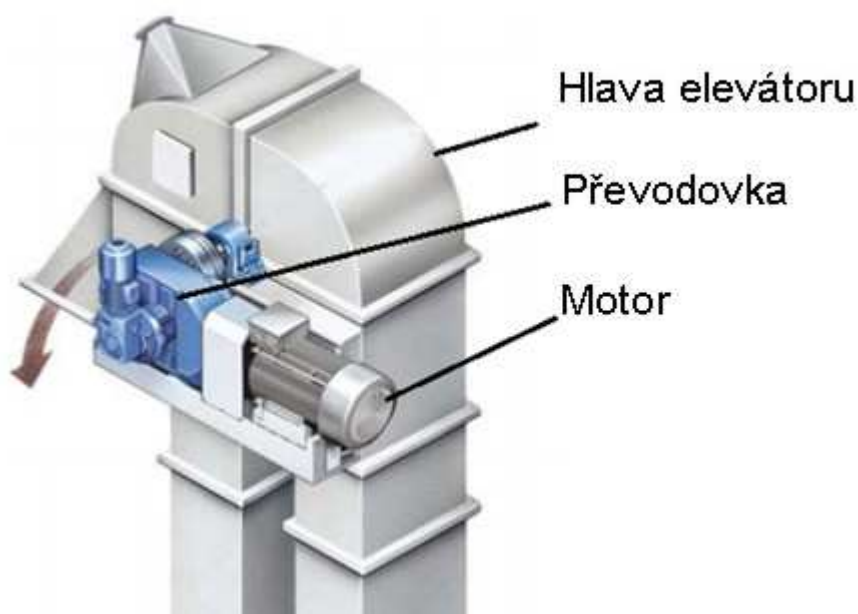
Obr.1 Konstrukční uspořádání s hlavními částmi elevátoru [16].

1.2 POHON A BRŽDĚNÍ KOREČKOVÉHO ELEVÁTORŮ

K pohonu elevátorů se obvykle používá elektromotor s převodovkou, případně převodový motor pro menší výkony. Dále je nutné zamezit zpětnému chodu elevátoru, proto se používá motor s mechanickou brzdou. Poháněcí soustavu lze také opatřit volnoběžnou spojkou. Jako nejvýhodnější řešení se jeví použití elektromotoru s elektromagnetickou brzdou, jejíž brzdného účinku je dosaženo bez elektrického napájení. Při vypnutí pohonu brzda brání zpětnému chodu elevátoru vlivem hmotnosti materiálu obsaženého v korečkách v nabíhající větvi tažného orgánu.



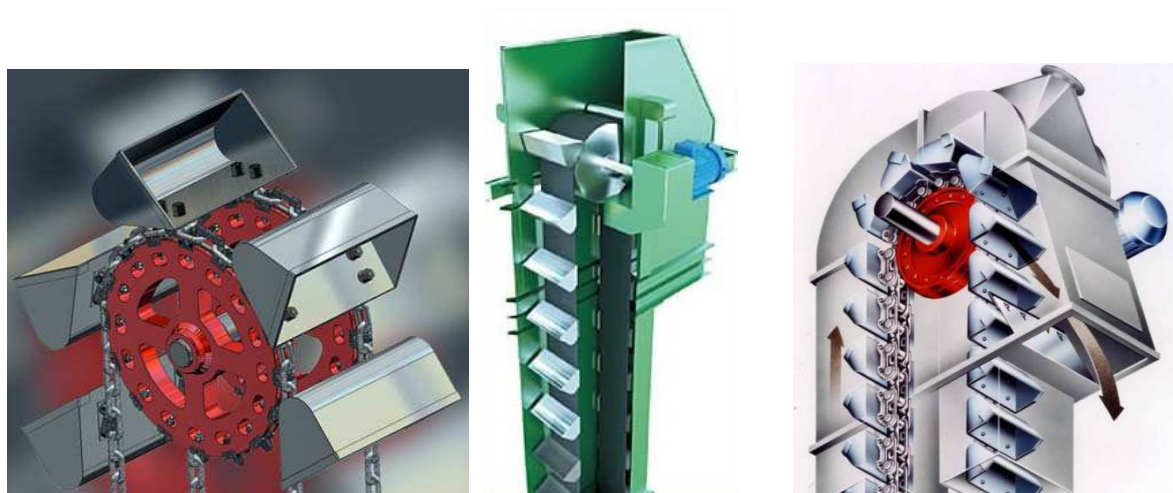
Obr.2 Elektromagnetická brzda [11].



Obr.3 Příklad poháněcí soustavy [20].

1.3 TAŽNÝ PROSTŘEDEK

Jako tažný prostředek se u korečkových elevátorů používá do rychlosti $1,2 \text{ m.s}^{-1}$ článkový nebo pouzdrový řetěz. Při rychlostech $1 - 3,5 \text{ m.s}^{-1}$ se korečky montují na gumové či PVC pásy. Díky požadavku na odstředivé vyprazdňování korečků je dopravní rychlost poměrně vysoká, proto jako nejvhodnější tažný prostředek se zvolí PVC pás, který je vhodný pro vysoká zatížení a vysoké dopravní rychlosti.



Obr.4 [18,21,19].

1.4 NAPÍNÁNÍ TAŽNÉHO PROSTŘEDKU

Tažný prostředek je nutné dostatečně napnout, aby na něj bylo možné přenést krouticí moment hnacího bubnu. Napnutí je vyvozeno tíhou součástí vratné stanice zavěšené na tažném prostředku. Pokud toto napnutí není dostatečné, zvětšíme jej použitím napínacích šroubů či použitím závaží.



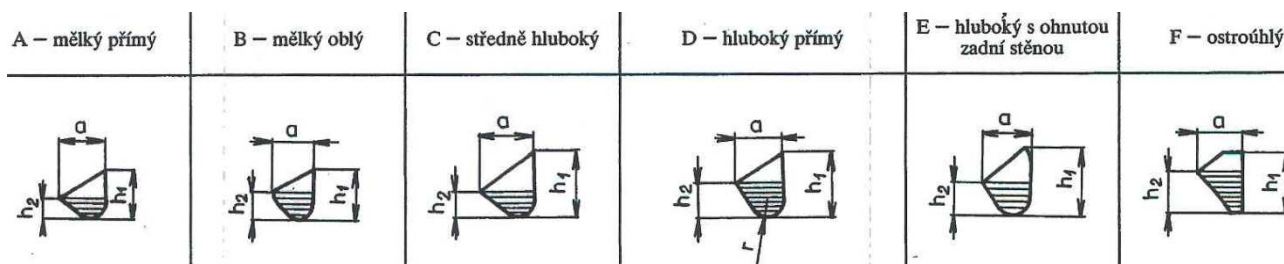
Obr.5 Napínací zařízení [22].

1.5 KOREČKY, PLNĚNÍ A VYPRAZDŇOVÁNÍ

Výběr korečků závisí zejména na dopravovaném materiálu, způsobu plnění korečků a dopravovaném množství. Dnes existuje celá řada výrobců a díky tomu je možné vybírat ze široké nabídky korečků.

1.5.1 ROZDĚLENÍ A UPEVNĚOVÁNÍ KOREČKŮ

Korečky se vyrábí z plechu svařováním nebo lisováním s případnou povrchovou úpravou dle požadavků. Pro potravinářské účely se nejčastěji používají plastové korečky lité. Materiál korečků se volí dle dopravovaného materiálu, odolnosti a požadavkům k hygieně. Korečky můžeme rozdělit dle normy ČSN 26 2008.



Obr.6 Rozdělení korečků dle ČSN 26 2008 [5]

Korečky upevňujeme na pás pomocí speciálních talířových šroubů, navulkanizováním nebo speciálními segmenty. Při použití řetězu se korečky připevňují odnímatelně pomocí šroubů. [1]

Vzhledem k přepravovanému materiálu a smíšenému způsobu plnění se použijí ocelové lisované korečky upevněné pomocí speciálních talířových šroubů na PVC pás.



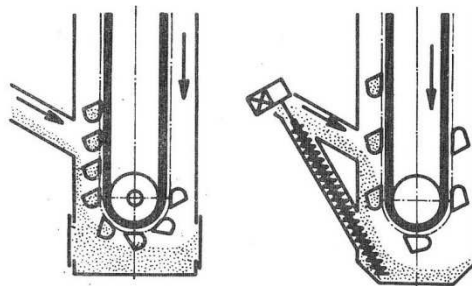
Obr.7 Koreček od firmy Gumex [9].



Obr.8 Upevňovací šroub [10].

1.5.2 PLNĚNÍ KOREČKŮ

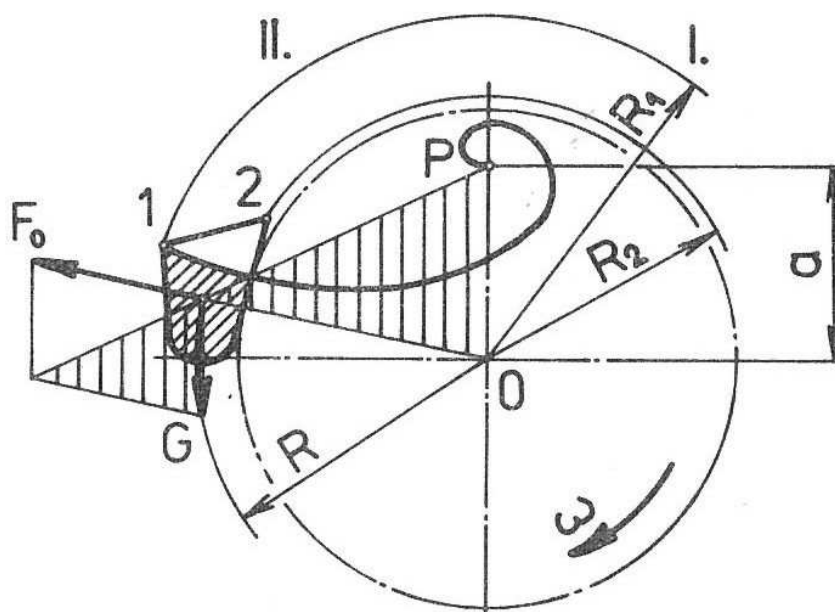
Pro správnou funkci celého zařízení je nutné zvážit způsob naplňování korečků. V obilných silech je materiál do elevátoru přiváděn obvykle pomocí šnekového dopravníku, tím je zajištěno plynulé a rovnoměrné plnění korečků. Korečky se plní 3 způsoby. Nasypávání je vhodné pro hrubé, kusovité a silně abrazivní materiály. Při tomto způsobu plnění se jako tažný prvek používá výhradně řetěz. Hrabací způsob je vhodný pro jemně kusovité až práškovité materiály. Materiál je nabírán korečkou ve spodní části elevátoru, což vede k většímu opotřebení korečků a vyšší spotřebě energie. Smíšené plnění je kombinace předchozích způsobů a pro dopravu obilí je to nejvhodnější způsob plnění. [1]



Obr.9 Hrabací a nasypávací způsob plnění korečků [1].

1.5.3 VYPRAZDŇOVÁNÍ KOREČKŮ

Dle způsobu vyprazdňování můžeme elevátory rozdělit na gravitační a odstředivé. Kritérium tohoto rozdělení je poloha pólu P , který je průsečíkem nositelky výslednice vnějších sil působících na obsah korečku. Jestliže pól leží uvnitř kružnice R_2 , tak se jedná o odstředivé vyprazdňování. Pokud je vzdálenost pólu P od středu O větší než poloměr R_1 jedná se o gravitační vyprazdňování. Poloha pólu se stanovuje na základě podobnosti trojúhelníků (Obr.10). Toto kritérium je dále použito v kap. 2 Funkční výpočet. [1]



Obr.10 [1].

1.6 NOSNÁ KONSTRUKCE

Korečkové elevátory mohou mít buď otevřenou nebo uzavřenou konstrukci. Vzhledem k přepravě velmi prašného materiálu a z důvodu větší praktičnosti se volí uzavřená konstrukce. Uzavřená šachta je prachotěsná a proto se používá nejčastěji. Konstrukci můžeme volit jako samonosnou či nesamonosnou. Šachta je buďto společná pro obě větve nebo samostatná pro každou větev zvlášť. V této práci je zvolena nesamonosná konstrukce s šachtou společnou pro obě větve, vzhledem k dopravní výšce a možnosti ukotvení k jiným nosným prvkům.



Obr.11 Jednoduchá a dvojitá šachta elevátoru [17].



2 FUNKČNÍ VÝPOČET

Nejprve se provede předběžný výpočet a navrhnu jednotlivé části dopravníku (korečky, tažný element, napínací a hnací buben). Zpřesněným výpočtem se poté ověří správnost navrženého řešení.

2.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET

Výpočet proveden dle skript [1]. Uvažuje se provoz za nejnepříznivějších podmínek. Stanoví se přibližný výkon elektromotoru, tahy ve větvích elevátoru a napínací síla.

2.1.1 ZADANÉ PARAMETRY

Dopravní výška $H_d = 20 \text{ m}$

Dopravní výkon $Q = 40000 \text{ kg.hod}^{-1}$

Dopravovaný materiál – obilí

Objemová hmotnost obilovin volena $\gamma = 780 \text{ kg.m}^{-3}$

Sypný úhel $\rho = 30^\circ$

2.1.2 ZVOLENÉ A VYPOČTENÉ PARAMETRY DLE POŽADAVKŮ ZADÁNÍ

Průměr hnacího bubnu $D_2 = 400 \text{ mm}$

Průměr napínacího bubnu $D_1 = 400 \text{ mm}$

Vzdálenost nasýpací šachty od země $H_n = 1500 \text{ mm}$

Vzdálenost osy napínacího bubnu od země $l_1 = 1000 \text{ mm}$

Vzdálenost vysýpací šachty od osy hnacího bubnu $l_2 = 400 \text{ mm}$

Výpočet osově vzdálenosti H_0 :

$$H_0 = H_d + l_2 + H_n - l_1 [m] \quad (1)$$

$$H_0 = 20 + 0,4 + 1,6 - 1$$

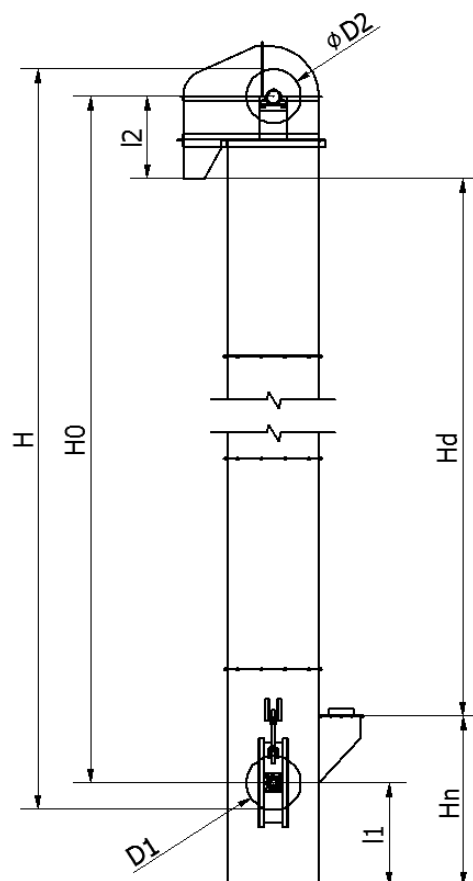
$$H_0 = 21 \text{ m}$$

Výpočet maximální dopravní výšky H :

$$H = H_0 + \frac{D_1 + D_2}{2} [m] \quad (2)$$

$$H = 21 + \frac{0,4 + 0,4}{2}$$

$$H = 21,4 \text{ m}$$



Obr. 12: Schéma se základními rozměry elevátoru.

2.1.3 VÝKON MOTORU

$$P = \frac{\mu_1 \cdot Q \cdot H \cdot g}{3600} [W] \quad (3)$$

$$P = \frac{1,8 \cdot 40000 \cdot 21,4 \cdot 9,807}{3600}$$

$$P = 4197 W$$

$$P_{pz} = 5500 W \quad - \text{předběžně zvolená hodnota dle dostupných katalogů}$$

Kde:

- $\mu_1 = 1,8$ - celkový součinitel odporu [1, str.188, tab.8.13)
- $Q = 40000 \text{ kg/hod}^{-1}$ - dopravované množství
- $H = 21,4 \text{ m}$ - maximální dopravní výška (2)
- $g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$ - tíhové zrychlení



2.1.4 OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM BUBNU

$$F = \frac{P_{pz} \cdot \eta}{v} [N] \quad (4)$$

$$F = \frac{5500 \cdot 0,95}{2}$$

$$F = 2612,5 N$$

Kde:

- $P_{pz} = 5500 W$ - předběžně zvolený výkon
- $\eta = 0,95$ - zvolená účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli
- $v = 2 m.s^{-1}$ - rychlost korečků volena dle [1, str. 188]

2.1.5 VOLBA KOREČKU

Z upravené rovnice pro hodinový dopravní výkon se vypočte potřebný objem korečku.

$$V_k = \frac{Q \cdot t_k}{3,6 \cdot v \cdot \gamma \cdot \varphi} [dm^3] \quad (5)$$

$$V_k = \frac{40000 \cdot 0,25}{3600 \cdot 2 \cdot 780 \cdot 0,8}$$

$$V_k = 2,37 dm^3$$

Kde:

- $Q = 40000 kg/hod^{-1}$ - dopravované množství
- $t_k = 0,25 m$ - rozteč korečků, dle [1, str. 189]
- $v = 2 m.s^{-1}$ - rychlost korečků
- $\gamma = 780 kg.10^{-3}$ - objemová hmotnost obilovin
- $\varphi = 0,75$ - součinitel plnění [1, str.189, tab. 8.14]

Dle vypočtené hodnoty objemu se zvolí vhodný koreček. Volím koreček SPS 240-160/2 [9].

Parametry korečku:

$A = 247 mm$ - horní šíře korečku

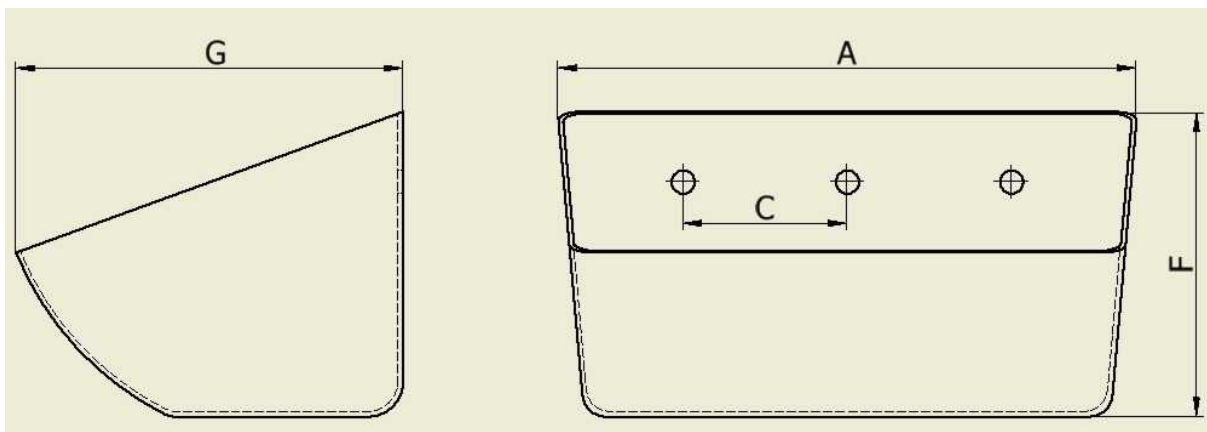
$F_k = 130 mm$ - výška korečku

$G = 165 mm$ - hloubka korečku

$C_d = 70 mm$ - rozteč děr

$V = 2,4 dm^3$ - objem korečku

$m_k = 1,35 kg$ - hmotnost korečku



Obr. 13: Základní rozměry korečku.

2.1.6 KONTROLA Odstředivého VYPRAZDŇOVÁNÍ KOREČKŮ

Dle uvedeného kritéria (kap.1.5.3) se provede kontrolní výpočet a ověří se, zda navržené řešení splňuje podmínku odstředivého vyprazdňování.

$$a = \frac{g}{\left(\frac{v}{R}\right)^2} \quad (6)$$

$$a = \frac{9,807}{\left(\frac{2}{0,269}\right)^2}$$

$$a = 0,177 \text{ m}$$

$$a = 177 \text{ mm}$$

$a < R_2 < R_1 \rightarrow$ kritérium je splněno, jedná se o odstředivé vyprazdňování korečků.

Kde:

- $R = 269 \text{ mm}$ - odměřeno z výkresu
- $R_1 = 375,5 \text{ mm}$ - odměřeno z výkresu
- $R_2 = 209,9 \text{ mm}$ - odměřeno z výkresu
- $v = 2 \text{ m.s}^{-1}$ - rychlost korečků



2.1.7 NÁVRH TAŽNÉHO PROSTŘEDKU

Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečků:

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} [N \cdot m^{-1}] \quad (7)$$

$$q_3 = \frac{1,35 \cdot 9,807}{0,25}$$

$$q_3 = 53 N \cdot m^{-1}$$

Kde:

- $m_k = 1,35 \text{ kg}$ - hmotnost korečku
- $g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$ - tíhové zrychlení
- $t_k = 0,25 \text{ m}$ - voleno dle [1, str. 189]

Stanovení tahu v tažném orgánu na nabíhající a sbíhající větvi hnacího bubnu:

Jako tažný prostředek je zvolen PVC dopravní pás.

Tah v nabíhající větvi:

$$T_1 = \frac{F \cdot e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - 1} [N] \quad (8)$$

$$T_1 = \frac{2612,5 \cdot e^{0,3 \cdot 3,14}}{e^{0,3 \cdot 3,14} - 1}$$

$$T_1 = 4281,7 N$$

Kde:

- $F = 2612,5 N$ - obvodová síla na hnacím bubnu (4)
- $f = 0,3 [-]$ - součinitel tření mezi bubnem a pásem, dle [1, str.190, tab. 8.15]
- $\alpha = 3,14 \text{ rad}$ - úhel opásání

Tah ve sbíhající větvi:

$$T_2 = T_1 - F [N] \quad (9)$$

$$T_2 = 4281,7 - 2612,5$$

$$T_2 = 1669,2 N$$

Kde:

- $T_1 = 4281,7 N$ - tah v nabíhající větvi (8)
- $F = 2612,5 N$ - obvodová síla na hnacím bubnu (4)



Volba tažného pásu a kontrola únosnosti:

Volím PVC pás pro elevátory a velké zatížení – 4T 32 V3-V3 dle [10].

Parametry pásu dle výrobce:

$B_p = 300 \text{ mm}$	- šířka pásu
$t_p = 5,5 \text{ mm}$	- tloušťka pásu
$m_p = 6,8 \text{ kg.m}^{-2}$	- hmotnost 1 m^2 pásu
$\tau_D = 32 \text{ N.mm}^{-1}$	- dovolené pracovní zatížení na 1 mm pásu
$q_2 = 20 \text{ N.m}^{-1}$	- délkové zatížení od hmotnosti pásu

Výpočet dovoleného zatížení pásu:

$$F_z = \tau_D \cdot B_p [N] \quad (10)$$

$$F_z = 32 \cdot 300$$

$$F_z = 9600 \text{ N}$$

Tahová síla v nabíhající větvi musí být menší nebo rovna dovolenému zatížení pásu.

$$T_1[N] \leq F_z[N]$$

$$4281 \text{ N} \leq 9600 \text{ N}$$

Zvolený pás předběžně vyhovuje teoretické tahové síle.



2.2 ZPŘESNĚNÝ VÝPOČET

Výpočet proveden dle skript [1].

2.2.1 URČENÍ JEDNOTLIVÝCH ODPORŮ PROTI POHYBU A CELKOVÉ OBVODOVÉ SÍLY

Složka obvodové síly F_1 potřebná k nabírání materiálu:

Pro výpočet síly F_1 je nutné znát délkové zatížení pásu od hmotnosti dopravovaného materiálu.

$$q_1 = \frac{Q \cdot g}{3600 \cdot v} [N \cdot m^{-1}] \quad (11)$$

$$q_1 = \frac{40000 \cdot 9,807}{3600 \cdot 2}$$

$$q_1 = 54,5 N \cdot m^{-1}$$

Kde:

- $Q = 40000 \text{ kg.hod}^{-1}$ - dopravované množství
- $v = 2 \text{ m.s}^{-1}$ - rychlost korečků
- $g = 9,807 \text{ m.s}^{-2}$ - tíhové zrychlení

$$F_1 = c_1 \cdot q_1 \quad (12)$$

$$F_1 = 4 \cdot 54,5$$

$$F_1 = 217,9 N$$

Kde:

- $c_1 = 4$ - součinitel odporu, voleno dle [1, str.190, tab. 8.16]
- $q_1 = 54,5 N \cdot m^{-1}$ - délkové zatížení pásu od hmotnosti dopravovaného mater. (11)

Složka obvodové síly F_2 potřebná ke zvedání materiálu:

Uvažuje se smíšený způsob plnění.

$$F_2 = q_1 \cdot H [N] \quad (13)$$

$$F_2 = 54,5 \cdot 21,4$$

$$F_2 = 1165,9 N$$

Kde:

- $q_1 = 54,5 N \cdot m^{-1}$ - délkové zatížení pásu od hmotnosti dopravovaného mater. (11)
- $H = 21,4 \text{ m}$ - maximální dopravní vzdálenost (2)



Složka obvodové síly F_3 potřebná k překonání odporu ohýbání pásu na napínacím bubnu:

Nejprve se určí velikost napínací síly F_n .

$$F_n = 2 \cdot (k \cdot T_2 - H \cdot (q_2 + q_3)) \text{ [N]} \quad (14)$$

$$F_n = 2 \cdot (1,1 \cdot 1669,2 - 21,4 \cdot (20 + 53))$$

$$F_n = 549,6 \text{ N}$$

Kde:

- $k = 1,1$ - součinitel bezpečnosti proti prokluzování, dle [1, str.191]
- $T_2 = 1669,2 \text{ N}$ - tah ve sbíhající větvi (9)
- $H = 21,4 \text{ m}$ - maximální dopravní vzdálenost (2)
- $q_2 = 20 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ - délkové zatížení od hmotnosti pásu (viz. kap. 2.1.7)
- $q_3 = 53 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ - délkové zatížení pásu od hmotnosti korečků (7)

$$F_3 = c_2 \cdot \left(\frac{F_n}{2} + F_z \right) \text{ [N]} \quad (15)$$

$$F_3 = 0,01 \cdot \left(\frac{549,6}{2} + 9600 \right)$$

$$F_3 = 98,8 \text{ N}$$

Kde:

- $c_2 = 0,01[-]$ - součinitel odporu ohýbání pásu. Voleno dle výrobce.
- $F_n = 549,55 \text{ N}$ - napínací síla (14)
- $F_z = 9600 \text{ N}$ - dovolené zatížení pásu (10)

Složka obvodové síly F_4 potřebná k překonání odporu ohýbání pásu na hnacím bubnu:

$$F_4 = c_2 \cdot (T_1 + F_z) \text{ [N]} \quad (16)$$

$$F_4 = 0,01 \cdot (4281,7 + 9600)$$

$$F_4 = 138,8 \text{ N}$$

Kde:

- $T_1 = 4281,7 \text{ N}$ - tah v nabíhající větvi pásu (8)
- $F_z = 9600 \text{ N}$ - dovolené zatížení pásu (10)
- $c_2 = 0,01 [-]$ - součinitel odporu ohýbání pásu. Voleno dle výrobce.



Složka obvodové síly F_5 potřebná k překonání odporu tření ložisek napínacího bubnu:

Nejprve se určí velikost přídatné napínací síly:

$$F_{np} = F_n - m_b \cdot g \text{ [N]} \quad (17)$$

$$F_{np} = 549,55 - 94 \cdot 9,807 \text{ [N]}$$

$$F_{np} = 0 \text{ N}$$

Kde:

- $F_n = 549,6 \text{ N}$ - napínací síla (14)
- $m_b = 94 \text{ kg}$ - hmotnost napínacího bubnu s příslušenstvím

Přídavná napínací síla by vyšla záporně, tudíž ve skutečnosti je pás napnutý více než je potřebné. Proto se přídavná napínací síla zanedbá. A pro další výpočet se uvažuje pouze napínací síla F_n (N).

$$F_5 = \mu_3 \cdot \frac{d_2}{D_2} \cdot F_n \text{ [N]} \quad (18)$$

$$F_5 = 0,5 \cdot \frac{50}{400} \cdot 549,6$$

$$F_5 = 34,4 \text{ N}$$

Kde:

- $\mu_3 = 0,5$ [-] - součinitel odporu tření ložisek, voleno dle [1, str.192]
- $d_2 = 50 \text{ mm}$ - předběžně zvolený průměr hřídele napínacího bubnu
- $D_2 = 400 \text{ mm}$ - průměr napínacího bubnu
- $F_n = 549,6 \text{ N}$ - napínací síla (14)

Složka obvodové síly F_6 potřebná k překonání odporu tření ložisek pohánecího hřídele:

$$F_6 = \mu_3 \cdot \frac{d_3}{D_1} \cdot (T_1 + T_2) \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_6 = 0,5 \cdot \frac{70}{400} \cdot (4281,7 + 1669,2)$$

$$F_6 = 520,7 \text{ N}$$

Kde:

- $\mu_3 = 0,5$ [-] - součinitel odporu tření ložisek, voleno dle [1, str.192]
- $d_3 = 70 \text{ mm}$ - předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu
- $T_1 = 4281,7 \text{ N}$ - tah v nabíhající větvi pásu (8)



- $T_2 = 1669,2 \text{ N}$ - tah ve sbíhající větvi pásu (9)
- $D_1 = 400 \text{ mm}$ - průměr hnacího bubnu

Složka obvodové síly F_9 potřebná ke zvedání tažného prostředku:

$$F_9 = p \cdot q_2 \cdot H \text{ [N]} \quad (20)$$

$$F_9 = 1 \cdot 20 \cdot 21,4$$

$$F_9 = 428 \text{ N}$$

Kde:

- $p = 1 \text{ [-]}$ - počet tažných prostředků jedné větve
- $q_2 = 20 \text{ N.m}^{-1}$ - délkové zatížení od hmotnosti pásu (viz. kap. 2.1.7)
- $H = 21,4 \text{ m}$ - maximální dopravní vzdálenost (2)

Složka obvodové síly F_{10} potřebná ke zvedání korečků:

$$F_{10} = q_3 \cdot H \text{ [N]} \quad (21)$$

$$F_{10} = 53 \cdot 21,4$$

$$F_{10} = 1134,2 \text{ N}$$

Kde:

- $q_3 = 53 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ - délkové zatížení pásu od hmotnosti korečků (7)
- $H = 21,4 \text{ m}$ - maximální dopravní vzdálenost (2)

Určení celkové obvodové síly:

$$F_c = \sum_{i=1}^6 F_i \text{ [N]} \quad (22)$$

$$F_c = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6$$

$$F_c = 217,9 + 1165,9 + 98,8 + 138,8 + 34,4 + 520,7$$

$$F_c = 2176,5 \text{ N}$$



2.2.2 STANOVENÍ VÝKONU HNACÍHO MOTORU A VOLBA POHONU

Výkon se spočítá z celkové obvodové síly a následně se zvolí elektromotor o nejbližším jmenovitém výkonu.

$$P_m = \frac{F_c \cdot v}{\eta} [W] \quad (23)$$

$$P_m = \frac{2176,5 \cdot 2}{0,95}$$

$$P_m = 4582 \text{ W}$$

$$P_m = 4,58 \text{ kW}$$

Kde:

- $F_c = 2176,5 \text{ N}$ - celková obvodová síla (22)
- $v = 2 \text{ m.s}^{-1}$ - rychlost korečků
- $\eta = 0,95$ - zvolená účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli

Dle spočítaného výkonu volím motor značky **Motive** řady **Delphi ATDC 132S-4** [11]. Motor je vybavený elektromagnetickou brzdou, jejíž brzděný účinek je dosaženo bez elektrického napájení. Tudíž nemůže dojít k samorozběhu elevátoru.

Parametry motoru:

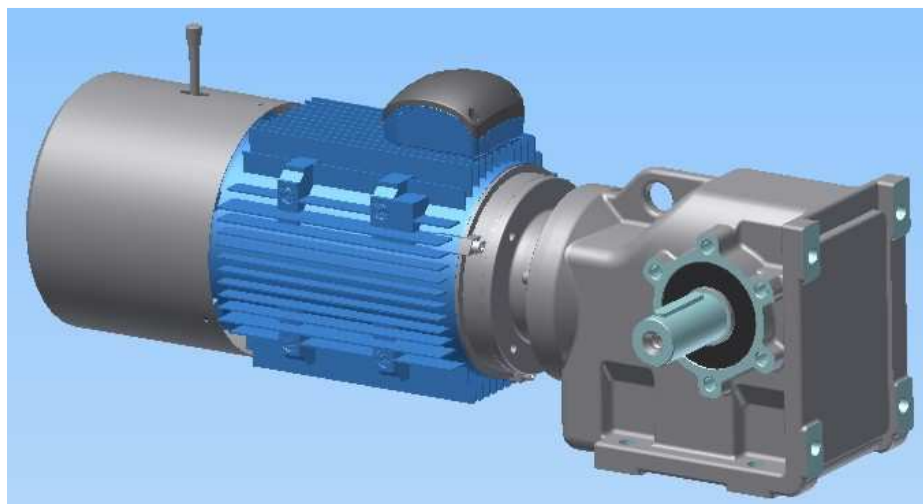
- $P_j = 5,5 \text{ kW}$ - jmenovitý výkon
- $n_j = 1455 \text{ min}^{-1}$ - jmenovité otáčky motoru
- $m_m = 45 \text{ kg}$ - hmotnost motoru

O přenos výkonu s požadovaným převodovým poměrem se bude starat kuželočelní převodovka od firmy TOS Znojmo s označením KTM 53 [12]

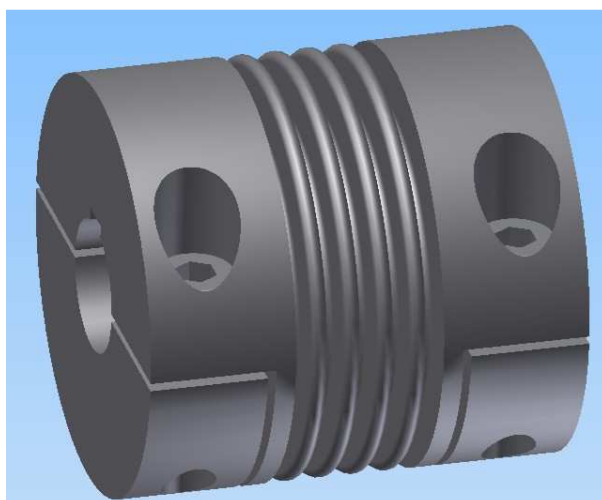
Parametry převodovky:

- $P_1 = 13 \text{ kW}$ - maximální výkon na vstupu
- $n_2 = 96,4 \text{ min}^{-1}$ - výstupní otáčky
- $i = 15,1 [-]$ - převodový poměr
- $M_{kmax} = 1300 \text{ Nm}$ - maximální výstupní kroutící moment pro převodovku

Z převodovky na hřídel bude kroutící moment přenášen pomocí pružné vlnovcové spojky typu BKH série 800 [13] zajišťující radiální i axiální nesouosost hřídelů. Konstrukce spojky umožňuje přenos axiálních sil.



Obr. 14 Sestava pohonu.



Obr. 15 Spojka BKH 800.

Skutečná obvodová síla:

$$F_{cs} = \frac{P_j \cdot \eta}{v} [W] \quad (24)$$

$$F_{cs} = \frac{9200 \cdot 0,95}{2}$$

$$F_{cs} = 2612,5 N$$

Kde:

- $P_j = 5500 W$ - jmenovitý výkon motoru (viz. parametry motoru)
- $\eta = 0,95 [-]$ - zvolená účinnost převodů od motoru k poháněcímu hřídeli
- $v = 2 m.s^{-1}$ - rychlost korečků



2.2.3 URČENÍ SKUTEČNÉ NAPÍNACÍ SÍLY A SKUTEČNÝCH TAHŮ VE SBÍHAJÍCÍ A NABÍHAJÍCÍ VĚTVI NA HNACÍM BUBNU

Stanoví se skutečné tahy v jednotlivých větvích elevátoru. Z těchto vypočtených hodnot se bude vycházet pro kontrolní výpočty jednotlivých komponent zařízení.

Určení skutečné napínací síly:

$$F_{ns} = 2 \cdot \left(\frac{k}{e^{f \cdot \alpha} - 1} \cdot F_{cs} - F_9 - F_{10} \right) [N] \quad (25)$$

$$F_{ns} = 2 \cdot \left(\frac{1,1}{e^{0,3 \cdot 3,14} - 1} \cdot 2612,5 - 428 - 1134,2 \right)$$

$$F_{ns} = 547,9 \text{ N}$$

Kde:

- $k = 1,1$ [-] - součinitel bezpečnosti proti prokluzování [1, str.193]
- $f = 0,3$ [-] - součinitel tření mezi bubnem a pásem; voleno dle [1, tab. 8.15]
- $\alpha = 3,14$ rad - úhel opásání
- $F_{cs} = 2612,5 \text{ N}$ - skutečná obvodová síla
- $F_9 = 428 \text{ N}$ - viz. (20)
- $F_{10} = 1134,2 \text{ N}$ - viz. (21)

Určení skutečného tahu v nabíhající větvi:

$$T_{1S} = F_1 + F_2 + F_3 + F_5 + F_9 + F_{10} + \frac{F_{ns}}{2} [N] \quad (26)$$

$$T_{1S} = 217,9 + 1165,9 + 98,8 + 34,4 + 428 + 1134,2 + \frac{547,9}{2}$$

$$T_{1S} = 3353,2 \text{ N}$$

Kde:

- $F_1, F_2, F_3, F_5, F_9, F_{10}$ [N] - jednotlivé odpory proti pohybu (kap. 2.2.1)
- $F_{ns} = 547,9 \text{ N}$ - skutečná napínací síla (25)

Skutečná tahová síla v nabíhající větvi musí být menší nebo rovna dovolenému zatížení pásu.

$$T_{1S} [N] \leq F_z [N]$$

$$3353 \text{ N} \leq 9600 \text{ N}$$

Zvolený dopravníkový pás vyhovuje skutečné tahové síle.

Kde:

- $F_z = 9600 \text{ N}$ - dovolené zatížení pásu (10)
- $T_{1S} = 3353,2 \text{ N}$ - skutečný tah v nabíhající větvi (26)



Určení skutečného tahu ve sbíhající větvi:

$$T_{2S} = F_9 + F_{10} + \frac{F_{ns}}{2} [N] \quad (27)$$

$$T_{2S} = 428 + 1134,2 + \frac{547,9}{2}$$

$$T_{2S} = 1836,2 \text{ N}$$

Kde:

- F_9, F_{10} [N] - jednotlivé odpory proti pohybu (kap. 2.2.1)
- $F_{ns} = 547,9 \text{ N}$ - skutečná napínací síla

2.3 KONTROLNÍ VÝPOČTY HNACÍHO HŘÍDELE A OSTATNÍCH KOMPONENT

V kapitole je proveden kontrolní výpočet hnacího hřídele v nebezpečných průřezech. Dále je provedena kontrola pera a ložisek.

2.3.1 KONTROLNÍ VÝPOČET HNACÍHO HŘÍDELE

Pro výrobu hřídele je zvolen materiál 1.0050 (11 500.0) dle [3, str.1127] s těmito parametry:

- $R_m = 470 \text{ MPa}$ - minimální mez pevnosti v tahu
- $R_e = 285 \text{ MPa}$ - minimální mez kluzu

Výpočet reakcí v ložiskách

$$\Sigma F_x = 0 \quad 0 = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_{RA} + \frac{T_{1S} + T_{2S}}{2} + \frac{T_{1S} + T_{2S}}{2} - F_{RB} = 0$$

$$\Sigma M_{OA} = 0 \quad \frac{T_{1S} + T_{2S}}{2} \cdot a + \frac{T_{1S} + T_{2S}}{2} \cdot b - F_{RB} \cdot c = 0$$

$$F_{RB} = \frac{\frac{T_{1S} + T_{2S}}{2} \cdot a + \frac{T_{1S} + T_{2S}}{2} \cdot b}{c} [N]$$

$$F_{RB} = \frac{\frac{5189,4}{2} \cdot 88,5 + \frac{5189,4}{2} \cdot 346,5}{435} [N]$$

$$F_{RB} = 2594,7 \text{ N}$$

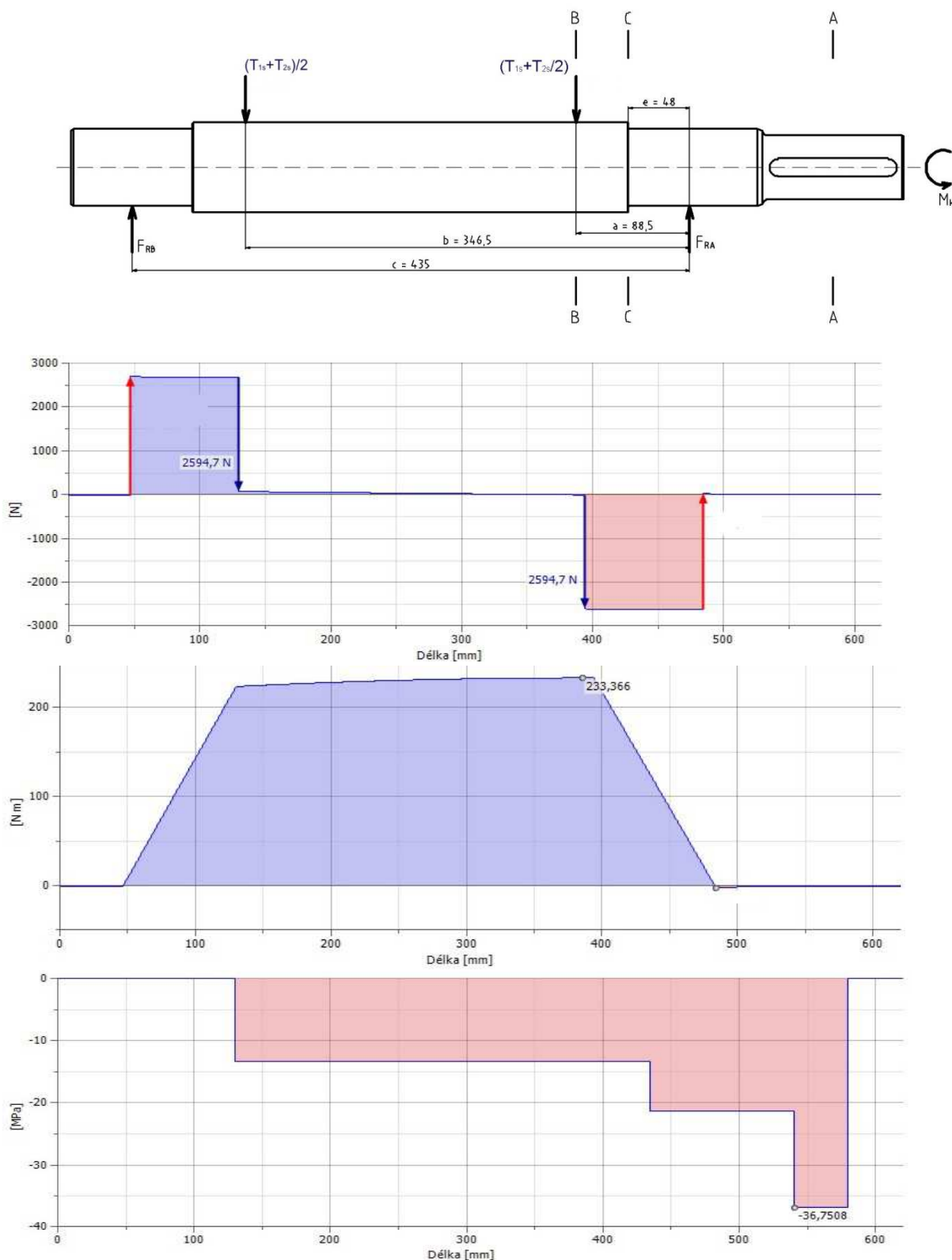
$$F_{RA} = -F_{RB} + \frac{T_{1S} + T_{2S}}{2} + \frac{T_{1S} + T_{2S}}{2} [N]$$

$$F_{RA} = -2594,7 + \frac{5189,4}{2} + \frac{5189,4}{2} = 2594,7 \text{ N}$$



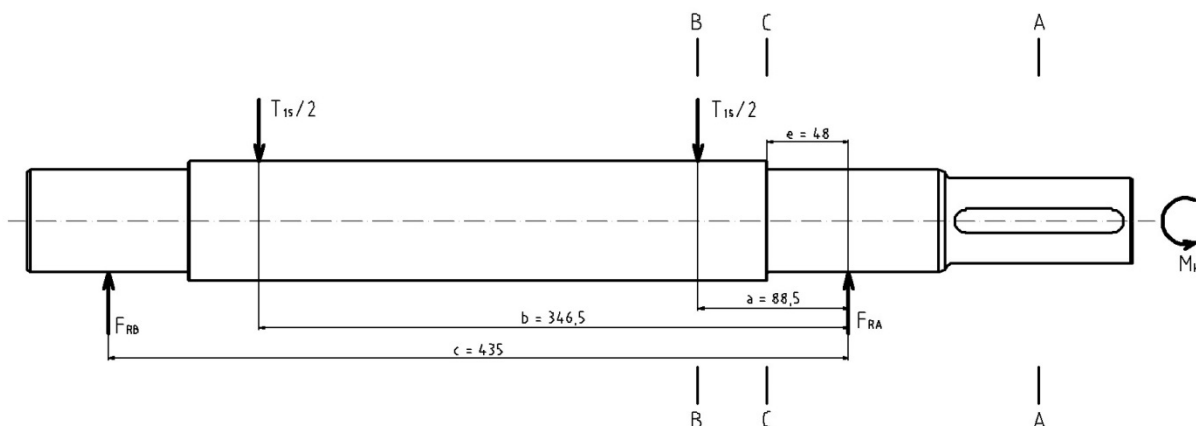
Zatížení hřídele (VVÚ)

VVÚ určeny pomocí aplikace Design Accelerator programu Inventor. Zatížení hřídele od hnacího bubnu je zjednodušeno na 2 stejně velké působící síly v místě uložení bubnu.



Obr.16 Průběh smykových sil, ohybového momentu a napětí v krutu.

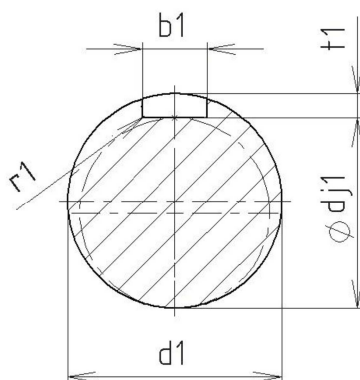
Pevnostní výpočet pro jednotlivé nebezpečné průřezy hnacího hřídele



Obr. 17 Nebezpečná místa.

Kontrola řezu A-A

V řezu A-A je hnací hřídel namáhán pouze na krut (dle VVÚ, obr. 15) a obsahuje drážku pro pero. Rozměr drážky volen dle normy ČSN 02 2562.



Obr. 18 Řez A-A.

$$d_1 = 50 \text{ mm}$$

$$d_{j1} = 46,5 \text{ mm}$$

$$b = 14 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3,5 \text{ mm}$$

$$r_1 = 0,6 \text{ mm}$$



Určení kroutícího momentu

$$M_{kA} = \frac{P_j \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot n_2} [N \cdot mm] \quad (28)$$

$$M_{kA} = \frac{9200 \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 96,4}$$

$$M_{kA} = 544,8 \cdot 10^3 N \cdot mm$$

Kde:

- $P_j = 5500 W$ - jmenovitý výkon motoru
- $n_2 = 96,4 \text{ min}^{-1}$ - výstupní otáčky z převodovky

Napětí v krutu

$$\tau_{kA} = \frac{M_{kA}}{W_{kA}} = \frac{16 \cdot M_{kA}}{\pi \cdot d_{j1}^3} \quad (29)$$

$$\tau_{kA} = \frac{16 \cdot 544,8 \cdot 10^3}{\pi \cdot 46,5^3}$$

$$\tau_{kA} = 27,6 MPa$$

Kde:

- $M_{kA} = 544,8 \cdot 10^3 N \cdot mm$ - kroutící moment (28)
- $d_{j1} = 46,5 mm$ - průměr hřídele bez drážky pro pero

Tvarový součinitel pro drážku pro pero

Dle [2, str. 181]

$$\alpha_{kA} = 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{r_1} [-] \quad (30)$$

$$\alpha_{kA} = 2 + 0,05 \cdot \frac{14}{0,6}$$

$$\alpha_{kA} = 2 + 0,05 \cdot \frac{14}{0,6}$$

$$\alpha_{kA} = 3,17$$

Kde:

- $b = 14 mm$ - šířka drážky pro pero
- $r_1 = 0,6 mm$ - poloměr drážky



Maximální napětí v krutu

$$\tau_{Amax} = \tau_{kA} \cdot \alpha_{kA} [MPa] \quad (31)$$

$$\tau_{Amax} = 27,6 \cdot 3,17$$

$$\tau_{Amax} = 87,5 MPa$$

Kde:

- $\tau_{kA} = 27,6 MPa$ - napětí v krutu (29)
- $\alpha_{kA} = 3,17 [-]$ - tvarový součinitel (30)

Bezpečnost vůči mezi kluzu

Mez kluzu pro dané zatížení

$$R_{eA} = \frac{\tau_{Amax}}{0,577} [MPa] \quad (32)$$

$$R_{eA} = \frac{87,5}{0,577}$$

$$R_{eA} = 151,6 MPa$$

Kde:

- $\tau_{Amax} = 87,5 MPa$ - maximální napětí v krutu
- $\frac{\tau_{Amax}}{0,577}$ - vztah vyplývající z měrné energie napjatosti

$$k_A = \frac{R_e}{R_{eA}} [-] \quad (33)$$

$$k_A = \frac{285}{151,6}$$

$$k_A = 1,9 \geq k_{kA} = 1,5 \rightarrow \textbf{VYHOVUJE}$$

Kde:

- $R_e = 285 MPa$ - minimální mez kluzu pro materiál 1.0050
- $R_{eA} = 151,6 MPa$ - mez kluzu pro dané zatížení
- $k_k = 1,5$ - bezpečnost vzhledem k mezi kluzu, volena dle [2, str.119]



Kontrola řezu B – B

V řezu B-B působí dle VVÚ maximální ohybový moment a zároveň maximální kroutící moment.

Ohybový moment, řez B-B

$$M_{oB} = F_{RA} \cdot a \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (34)$$

$$M_{oB} = 2594,7 \cdot 88,5$$

$$M_{oB} = 229,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde:

- $F_{RA} = 2594,7 \text{ N}$ - reakce na pravé vazbě
- $a = 88,5 \text{ mm}$ - vzdálenost maxima ohybového momentu od reakce F_{RA}

Ohybové napětí, řez B – B

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB}}{W_{oB}} = \frac{32 \cdot M_{oB}}{\pi \cdot d_B^3} \quad (35)$$

$$\sigma_{oB} = \frac{32 \cdot 229,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 70^3}$$

$$\sigma_{oB} = 6,8 \text{ MPa}$$

Kde:

- $M_{oB} = 229,6 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$ - ohybový moment v řezu B-B
- $d_B = 70 \text{ mm}$ - průměr v řezu B-B

Kroutící moment, řez B-B

$$M_{kB} = M_{kA} = 544,8 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Napětí v krutu, řez B-B

$$\tau_{kB} = \frac{M_{kB}}{W_{kB}} = \frac{16 \cdot M_{kB}}{\pi \cdot d_B^3} \quad (36)$$

$$\tau_{kB} = \frac{16 \cdot 544825}{\pi \cdot 70^3}$$

$$\tau_{kB} = 8,1 \text{ MPa}$$

Kde:

- $M_{kB} = 544,8 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$ - kroutící moment (28)
- $d_B = 70 \text{ mm}$ - průměr v řezu B-B



Redukované napětí dle hypotézy τ_{\max} , řez B-B

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + 4 \cdot \tau_{kB}^2} [MPa] \quad (37)$$

$$\sigma_{redB} = \sqrt{6,8^2 + 4 \cdot 8,1^2}$$

$$\sigma_{redB} = 17,6 \text{ MPa}$$

Kde:

- $\sigma_{oB} = 6,8 \text{ MPa}$ - ohybové napětí, řez B-B (35)
- $\tau_{kB} = 8,1 \text{ MPa}$ - napětí v krutu, řez B-B (36)

Bezpečnost vůči mezi kluzu, řez B-B

$$k_B = \frac{R_e}{\sigma_{redB}} [-] \quad (38)$$

$$k_B = \frac{285}{17,6}$$

$$k_B = 16 \geq k_{kB} = 1 \rightarrow \textbf{VYHOVUJE}$$

Kde:

- $R_e = 285 \text{ MPa}$ - minimální mez kluzu pro materiál 1.0050
- $\sigma_{redB} = 17,6 \text{ MPa}$ - redukované napětí (37)
- $k_k = 1$ - minimální bezpečnost vzhledem k mezi kluzu

Kontrola řezu C – C

V řezu C-C působí dle VVÚ ohybový moment a zároveň maximální kroutící moment. Řez je vybrán jako nebezpečný vzhledem k výskytu vrubu.

Ohybový moment, řez C-C

$$M_{oC} = F_{RA} \cdot e [N \cdot mm] \quad (39)$$

$$M_{oC} = 2594,7 \cdot 48$$

$$M_{oC} = 124,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kde:

- $F_{RA} = 2594,7 \text{ N}$ - reakce na pravé vazbě
- $e = 48 \text{ mm}$ - vzdálenost řezu C-C od reakce F_{RA}



Ohybové napětí, řez C – C

$$\sigma_{oCmax} = \alpha_o \cdot \frac{M_{oC}}{W_{oC}} = \alpha_o \cdot \frac{32 \cdot M_{oC}}{\pi \cdot d_C^3} \quad (40)$$

$$\sigma_{oCmax} = 3,2 \cdot \frac{32 \cdot 124,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3}$$

$$\sigma_{oCmax} = 18,8 \text{ MPa}$$

Kde:

- $M_{oC} = 124,5 \cdot 10^3 \text{ N.mm}$ - ohybový moment v řezu C-C
- $d_C = 60 \text{ mm}$ - průměr v řezu C-C
- $\alpha_o = 3,2 [-]$ - součinitel tvaru vrubu, určen pomocí grafu [2, str.179, tab. 3.20b]

Kroutící moment, řez C-C

$$M_{kC} = M_{kA} = 544,8 \cdot 10^3 \text{ N.mm}$$

Napětí v krutu, řez C-C

$$\tau_{kCmax} = \alpha_t \cdot \frac{M_{kC}}{W_{kC}} = \frac{16 \cdot M_{kC}}{\pi \cdot d_C^3} \quad (41)$$

$$\tau_{kCmax} = 2 \cdot \frac{16 \cdot 544,8 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3}$$

$$\tau_{kCmax} = 25,7 \text{ MPa}$$

Kde:

- $M_{kC} = 544,8 \cdot 10^3 \text{ N.mm}$ - kroutící moment (28)
- $d_C = 60 \text{ mm}$ - průměr v řezu C-C
- $\alpha_t = 2 [-]$ - Součinitel tvaru vrubu, určen pomocí grafu [2, str.180, tab. 3.20c]

Redukované napětí dle hypotézy τ_{max} , řez C-C

$$\sigma_{redC} = \sqrt{\sigma_{oCmax}^2 + 4 \cdot \tau_{kCmax}^2} [\text{MPa}] \quad (42)$$

$$\sigma_{redC} = \sqrt{18,8^2 + 4 \cdot 25,7^2}$$

$$\sigma_{redC} = 54,7 \text{ MPa}$$

Kde:

- $\sigma_{oCmax} = 18,8 \text{ MPa}$ - maximální ohybové napětí, řez C-C(40)
- $\tau_{kCmax} = 25,7 \text{ MPa}$ - maximální napětí v krutu, řez C-C (41)

Bezpečnost vůči mezi kluzu, řez C-C

$$k_C = \frac{R_e}{\sigma_{redC}} [-] \quad (43)$$

$$k_B = \frac{285}{54,7}$$

$$k_C = 5 \geq k_k = 1 \rightarrow \textbf{VYHOVUJE}$$

Kde:

- $R_e = 285 \text{ MPa}$ - minimální mez kluzu pro materiál 1.0050
- $\sigma_{redC} = 54,7 \text{ MPa}$ - redukované napětí (42)
- $k_k = 1$ - minimální bezpečnost vzhledem k mezi kluzu

2.3.2 NÁVRH A KONTROLA PER NA VSTUPU HNACÍHO HŘÍDELE

Kontrolní výpočet proveden dle [3, str.1080]

Je zvoleno pero 14e7 x 9 x 70 ČSN 02 2562 dle [4]

Potřebné rozměry pera a drážky pro pero:

$$b = 14 \text{ mm} \quad l = 100 \text{ mm} \quad h = 9 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3,5 \text{ mm}$$

Kontrolní výpočet pera na otlačení

Dovolený tlak p_D na bocích drážek v náboji pro jednosměrné, klidné namáhání [3, str.1081, tab. 18-8]

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 [\text{MPa}] \quad (44)$$

$$p_D = 0,8 \cdot 150$$

$$p_D = 120 \text{ MPa}$$

Kde:

- $p_0 = 150 \text{ MPa}$ - základní hodnota tlaku pro náboj [3, str.1081, tab. 18-8]



Aby nedošlo k otlačení mezi bokem drážky v náboji a perem, platí vztah:

$$p_D \geq \frac{2 \cdot M_{kmax}}{t_1 \cdot (l - b)} \text{ [MPa]} \quad (45)$$

$$p_D \geq \frac{2 \cdot 544825}{3,5 \cdot (80 - 14)} \text{ [MPa]}$$

$$p_D \geq 111,2 \text{ MPa}$$

Kde:

- $M_{kmax} = 544825 \text{ N.mm}$ - přenášený (maximální) kroutící moment
- $d_1 = 50 \text{ mm}$ - průměr hřídel v umístění per
- $t_1 = 3,5 \text{ mm}$ - hloubka drážky v náboji
- $l = 100 \text{ mm}$ - délka pera
- $b = 14 \text{ mm}$ - šířka pera

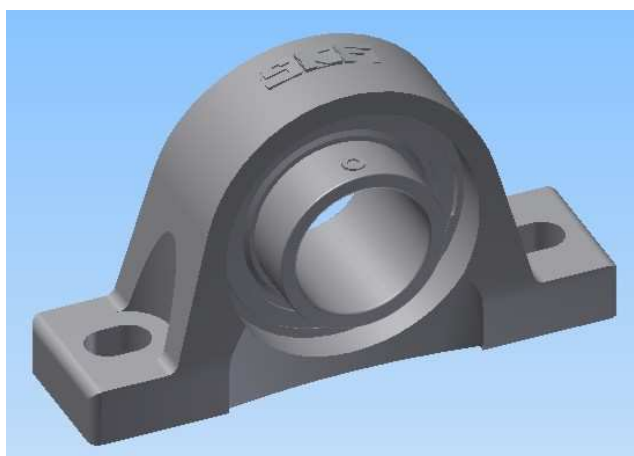
Ověření podmínky:

$p_D = 120 \text{ MPa} \geq 111,2 \text{ MPa} \rightarrow \text{Podmínka splněna, pero } 14 \times 9 \times 70 \text{ VYHOVUJE.}$

2.3.3 KONTROLNÍ VÝPOČET LOŽISEK HNACÍHO HŘÍDELE

Kontrolní výpočet proveden dle [3]

Pro uložení hnacího hřídele je zvolena ložisková soustava od firmy SKF. Jedná se o stojaté ložiskové jednotky řady Y s litinovými tělesy zajištěné stavěcím šroubem. Ložisková jednotka SYJ 60TF dle [14] složená z ložiskového tělesa SYJ 512 a ložiska YAR 212-2F. Na výstupu je ložisko zajištěno na hřídeli systémem SKF ConCentra.



Obr.19 Ložisková jednotka SKF SYJ 60 TF.



Parametry a zatížení ložiskové jednotky SKF SYJ 60 TF

$C = 52,7 \text{ kN}$	- dynamická únosnost [10]
$C_0 = 36 \text{ kN}$	- statická únosnost [10]
$F_{RA} = 2594,7 \text{ N}$	- radiální složka síly v ložisku (viz.kap. 2.3.1)
$F_{AA} = 0 \text{ N}$	- axiální složka síly v ložisku (viz.kap. 2.3.1)

Výpočet základní trvanlivosti L_{10h}

$$\frac{F_{AA}}{C_0} = \frac{0}{36000} = 0 \rightarrow e = 0 \quad (46)$$

Kde:

- $F_{AA} = 0 \text{ N}$ - axiální složka síly v ložisku (viz.kap. 2.3.1)
- $C_0 = 36 \text{ kN}$ - statická únosnost [10]

$$\frac{F_{AA}}{F_{RA}} = \frac{0}{2594,7} = 0 \leq e \quad (47)$$

Dle tabulky [3, str.620, tab.11-1] jsou součinitele:

$$X = 1$$
$$Y = 0$$

Kde:

- $F_{RA} = 2594,7 \text{ N}$ - radiální složka síly v ložisku (viz.kap. 2.3.1)
- $F_{AA} = 0 \text{ N}$ - axiální složka síly v ložisku (viz.kap. 2.3.1)

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_e = X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{AA} [N] \quad (48)$$

$$P_e = 1 \cdot 2594,7 + 0 \cdot 0$$

$$P_e = 2594,7 \text{ N}$$

Kde:

- X, Y - součinitele pro jednořadá kuličková ložiska
- $F_{RA} = 2594,7 \text{ N}$ - radiální složka síly v ložisku (viz.kap. 2.3.1)
- $F_{AA} = 0 \text{ N}$ - axiální složka síly v ložisku (viz.kap. 2.3.1)



$$L_{10hA} = \left(\frac{C}{P_e}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} [\text{hod}] \quad (49)$$

$$L_{10hA} = \left(\frac{52700}{2594,7}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 96,4}$$

$$L_{10hA} = 1,448 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

Kde:

- $C = 52,7 \text{ kN}$ - dynamická únosnost [10]
- $P_e = 2594,7 \text{ N}$ - dynamické radiální ekvivalentní zatížení (48)
- $n_2 = 96,4 \text{ min}^{-1}$ - výstupní otáčky

Výpočet modifikované trvanlivosti

Určení součinitele modifikované trvanlivosti a_{ISO} a součinitele trvanlivosti a_1

Roztečný průměr sady kuliček:

$$D_{pw} = \frac{d_L + D_L}{2} \quad (50)$$

$$D_{pw} = \frac{60 + 110}{2}$$

$$D_{pw} = 85 \text{ mm}$$

Kde:

- $d_L = 60 \text{ mm}$ - vnitřní průměr ložiska [SKF catalog]
- $D_L = 110 \text{ mm}$ - vnější průměr ložiska [SKF catalog]

Dle roztečného průměru D_{pw} volím vztažnou kinematickou viskozitu $\nu_1 = 100 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ dle [3, str. 634, obr. 11-12]

Ložisko je mazáno plastickým mazivem SKF LGMT 2. Výrobce uvádí provozní kinematickou viskozitu při 40°C: $\nu = 110 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ [15]

Viskozitní poměr:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} [-] \quad (51)$$

$$\kappa = \frac{110}{100}$$

$$\kappa = 1,1 [-]$$



$P_e = 2594,7 \text{ N}$ - dynamické ekvivalentní zatížení

$e_c = 0,3 [-]$ - součinitel znečištění, zvoleno dle [3, str.632, tab.11-7]

Mezní únavové zatížení:

$$C_u = \frac{C_0}{22} [N] \quad (52)$$

$$C_u = \frac{36000}{22}$$

$$C_u = 1636,4 \text{ N}$$

Kde:

➤ $C_0 = 36000 \text{ N}$ - statická únosnost [10]

Poměr pro odečtení a_{ISO} z grafu:

$$e_c \cdot \frac{C_u}{P_e} = 0,3 \cdot \frac{1636,4}{2594,7} = 0,19 [-]$$

Kde:

- $C_u = 1636,4 \text{ N}$ - mezní únavové zatížení (52)
- $e_c = 0,3 [-]$ - součinitel znečištění, zvoleno dle [3, str.632, tab.11-7]
- $P_e = 2594,7 \text{ N}$ - dynamické ekvivalentní zatížení

Dle spočítaných parametrů a odečtených hodnot volím součinitel modifikované trvanlivosti **$a_{ISO} = 7,5 [-]$** dle [3, str. 633, obr. 11-11]

Volím součinitel spolehlivosti, že dané ložisko dosáhne požadované trvanlivosti s pravděpodobností 99% dle [3, str.631, tab.11-6]

$$a_1 = 0,25 [-]$$

Modifikovaná trvanlivost

$$L_{1m} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h} [\text{hod}] \quad (53)$$

$$L_{1m} = 0,25 \cdot 8 \cdot 1,448 \cdot 10^6$$

$$L_{1m} = 2,715 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

*Zvolené ložisko z hlediska modifikované trvanlivosti **vyhovuje**.*



3 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo provést funkční výpočet a navrhnout konstrukční řešení korečkového elevátoru pro zadané výkonnostní parametry. Nejprve byly krátkou rešerší zhodnoceny možnosti konstrukce korečkových elevátoru a koncepčně navrženo řešení celého elevátoru. Poté byl proveden funkční výpočet dle skript [1], kde bylo přihlédnuto k požadavkům odstředivého vyprazdňování korečků a smíšeného plnění korečků. Následně byl z vypočtené obvodové síly zvolen vhodný elektromotor vybavený elektromagnetickou brzdou. Pro přenos výkonu je použita kuželočelní převodovka, která přenáší kroutící moment přes pružnou spojku na hřídel hnacího bubnu. Nosným prvkem pro celou poháněcí soustavu je konzola sestavená ze svařených L – profilů. Součástí výpočtů jsou též kontrolní výpočty hřídele, per a kontrola trvanlivosti zvolených ložisek.

Výkresová dokumentace je zpracována za pomoci této technické zprávy a je vytvořena v programech AutoCAD 2011 a Autodesk Inventor 2011. Skládá se z výkresu sestavy a jednotlivých detailů korečkového elevátoru a z výrobních výkresů hlavních součástí dopravníku dle zadání vedoucího bakalářské práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK J., ŠKOPÁN M., *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, VUT Brno, 1988.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů: 1. svazek*. Páté, přepracované vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03 00046-7.
- [3] J. E. SHIGLEY, CH. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, *Konstruování strojních součástí*, VUT Brno, nakl. VUTIUM, 2010
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [5] ČSN 26 2008. *Svislé korečkové elevátory: Základní parametry a rozměry*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [6] HOLCNER, P. *Svislý korečkový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 45 s.
- [7] KUNERT, T. *Korečkový elevátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 52 s.
- [8] DOČKAL, L. *Koncepční popis návrhu korečkového elevátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 42 s.
- [9] Gumex: Korečky. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/lisovany-korecek-sps-ocelovy-24837.html>
- [10] Katalog fy Gumex. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/katalogy/katalog-hlavni-2013/FLASH/index.html>
- [11] Katalog fy Matis s.r.o.: Motory DELPHI. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/prevodovky_motory/068-092.pdf
- [12] TOS Znojmo: Kuželočelní převodovky KTM. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/produkce/ktm/cz/index.htm>
- [13] Katalog fy R+W: Vlnovcové spojky BKH. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: http://www.rw-kupplungen.de/produkte/metallbalgkupplungen/bk/bkh/pdf/rw_balgkupplung_bkh.pdf
- [14] SKF. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=211101060&imperial=false>
- [15] SKF: Maziva a mazací systémy. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/289898.pdf>



-
- [16] EAMOS: Dopravníky. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: http://eamos.pf.jcu.cz/amos/kat_fyz/modules/low/kurz_text.php?identifik=kat_fyz_7356_t&id_kurz=&id_kap=24&id_teach=&kod_kurzu=kat_fyz_7356&id_kap=24&id_set_test=&search=&kat=&startpos=4
- [17] BMH Technology. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.bmh.fi/products/conveyors/belt-and-chain-elevators/>
- [18] NEO Packaging industries. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.neopackagingmachines.in/bucket-elevator.htm>
- [19] SZ Wholesale Center. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.sz-wholesaler.com/userimg/1068/1115sw2/central-chain-high-output-bucket-elevator-zyl-series-833.jpg>
- [20] Mechanical Engineering. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.mechanicalengineeringblog.com/tag/bucket-elevator-for-cement/>
- [21] STROY MECHANIKA. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.stroymehanika.ru/eng/noriya.php>
- [22] DELTA Engineering. [online]. [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.deltaeng.cz/stroje-pro-mechanickou-dopravu/elevatory/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Veličina	Jednotka	Název veličiny
A	[mm]	Horní šíře korečku
a	[mm]	Vzdálenost pólu P od středu O
α	[rad]	Úhel opásání
a	[mm]	Vzdálenost maxima ohybového momentu od reakce F_{RA}
a_1	[-]	Součinitel spolehlivosti dosažení požadované trvanlivosti.
a_{ISO}	[-]	Součinitel modifikované trvanlivosti
α_{ka}	[-]	Tvarový součinitel pro drážku pro pero
α_o	[-]	Součinitel tvaru vrubu pro ohyb v průřezu C
α_t	[-]	Součinitel tvaru vrubu pro krut v průřezu C
b	[mm]	Šířka drážky pro pero
B_p	[mm]	Šířka pásu
C_d	[mm]	Rozteč děr
C	[kN]	Dynamická únosnost ložiskové jednotky SYJ 60TF
C_0	[kN]	Statická únosnost ložiskové jednotky SYJ 60TF
c_1	[-]	Součinitel odporu
c_2	[-]	Součinitel odporu ohýbání pásu
C_u	[N]	Mezní únavové zatížení
D_1	[mm]	Průměr napínacího bubnu
d_1	[mm]	Průměr hnacího hřídele v místě pera
D_2	[mm]	Průměr hnacího bubnu
d_2	[N]	Předběžně zvolený průměr hřídele napínacího bubnu
d_3	[mm]	Předběžně zvolený průměr hřídele hnacího bubnu
d_B	[mm]	Průměr hnací hřídele v průřezu B
d_c	[mm]	Průměr hnací hřídele v průřezu C
d_{j1}	[mm]	Průměr hnacího hřídele bez drážky pro pero
d_L	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
D_L	[mm]	Vnější průměr ložiska
D_{pw}	[mm]	Roztečný průměr sady kuliček



e	[mm]	Vzdálenost průřezu C od reakce F_{RA}
e_c	[-]	Součinitel znečištění ložiska
F	[N]	Obvodová síla na hnacím bubnu
F_k	[mm]	Výška korečku
f	[-]	Součinitel tření mezi bubnem a pásem
F_1	[N]	Složka obvodové síly potřebná k nabírání materiálu
F_{10}	[N]	Složka obvodové síly potřebná ke zvedání korečků
F_2	[N]	Složka obvodové síly potřebná ke zvedání materiálu
F_3	[N]	Odpor ohýbání pásu na napínacím bubnu
F_4	[N]	Odporu ohýbání pásu na hnacím bubnu
F_5	[N]	Odpor (tření) ložisek napínacího hřídele
F_6	[N]	Odpor (tření) ložisek hnacího hřídele
F_9	[N]	Složka obvodové síly ke zvedání tažného prostředku
F_{AA}	[N]	Axiální složka síly v ložisku.
F_c	[N]	Celková obvodová síla
F_{cs}	[N]	Skutečná obvodová síla
F_n	[N]	Napínací síla
F_{np}	[N]	Přídavná napínací síla
F_{ns}	[N]	Skutečná napínací síla
F_{RA}	[N]	Radiální síla v ložisku A
F_{RB}	[N]	Radiální síla v ložisku B
F_z	[N]	Dovolené zatížení pásu
γ	[kg.m ⁻³]	Objemová hmotnost
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[mm]	Hloubka korečku
H	[m]	Maximální dopravní výška
η	[-]	Účinnost převodů
h	[mm]	Výška pera
H_0	[m]	Osová vzdálenost
H_d	[m]	Dopravní výška
H_n	[m]	Vzdálenost nasýpací šachty od země



i	[-]	Převodový poměr
φ	[-]	Součinitel plnění
k	[-]	Součinitel bezpečnosti proti prokluzování
κ	[-]	Viskozitní poměr
k_A	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v průřezu A
k_B	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v průřezu B
k_c	[-]	Bezpečnost vůči mezi kluzu v průřezu C
k_k	[-]	Bezpečnost vzhledem k mezi kluzu
l	[mm]	Délka pera
l_1	[m]	Vzdálenost osy napínacího bubnu od země
L_{10hA}	[hod]	Základní trvanlivost
l_2	[m]	Vzdálenost vysýpací šachty od osy hnacího bubnu
μ_1	[-]	Celkový součinitel odporu
μ_3	[-]	Součinitel odporu tření ložisek
m_k	[kg]	Hmotnost korečku
M_{kA}	[N.mm]	Kroutící moment na výstupu převodovky
M_{kB}	[N.mm]	Kroutící moment v průřezu B
M_{kC}	[N.mm]	Kroutící moment v průřezu C
M_{kmax}	[N.m]	Maximální výstupní kroutící moment pro převodovku
m_m	[kg]	Hmotnost zvoleného motoru
M_{oB}	[N.mm]	Ohybový moment v průřezu B
M_{oC}	[N.mm]	Ohybový moment v průřezu C
m_p	[kg.m ⁻²]	Hmotnost 1m ² pásu
v	[mm ² .s ⁻¹]	Provozní kinematická viskozita daná výrobcem maziva
v_1	[mm ² .s ⁻¹]	Vztažná kinematická viskozita
n_2	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky z převodovky
n_j	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky zvoleného motoru
P	[W]	Výkon motoru
p	[-]	Počet tažných prostředků jedné větve
p_0	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro náboj
P_1	[kW]	Maximální výkon na vstupu převodovky



p_D	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážek v náboji.
P_e	[N]	Dynamické radiální ekvivalentní zatížení
P_j	[kW]	Jmenovitý výkon zvoleného elektromotoru
P_m	[W]	Výkon hnacího motoru
P_{pz}	[W]	Předběžně zvolená hodnota výkonu
Q	[kg.hod ⁻¹]	Dopravované množství
q_1	[N.m ⁻¹]	Délkové zatížení pásu od hmotnosti dopr. materiálu
q_2	[N.m ⁻¹]	Délkové zatížení pásu od hmotnosti korečků
q_3	[N.m ⁻¹]	Délkové zatížení tažného prostředku od hmotnosti korečků
ρ	[°]	Sypný úhel
R	[mm]	Vzdálenost od středu O k těžišti korečku
R_1	[mm]	Vzdálenost od středu O k vnější hraně korečku
r_1	[mm]	Poloměr zaoblení drážky pro pero
R_2	[mm]	Vzdálenost od středu O k vnitřní hraně korečku
R_e	[MPa]	Minimální mez kluzu materiálu 1.1191
R_{eA}	[MPa]	Mez kluzu v průřezu A
R_m	[MPa]	Minimální mez pevnosti v tahu materiálu 1.1191
σ_{oB}	[MPa]	Ohybové napětí v průřezu B
σ_{oCmax}	[MPa]	Ohybové napětí v průřezu C
σ_{redB}	[MPa]	Redukované napětí v průřezu B
σ_{redC}	[MPa]	Redukované napětí v průřezu C
T_1	[N]	Tah v nabíhající větvi
t_1	[mm]	Hloubka zasazení pera v náboji
T_{1s}	[N]	Skutečný tah v nabíhající větvi
T_2	[N]	Tah ve sbíhající větvi
T_{2s}	[N]	Skutečný tah ve sbíhající větvi
τ_{Amax}	[MPa]	Maximální napětí v krutu v průřez A
τ_D	[N.mm ⁻¹]	Dovolené pracovní zatížení 1mm pásu
t_k	[m]	Rozteč korečků
τ_{ka}	[MPa]	Napětí v krutu v průřezu A
τ_{kB}	[MPa]	Napětí v krutu v průřezu B



τ_{kCmax}	[MPa]	Maximální napětí v krutu v průřezu C
t_p	[mm]	Tloušťka pásu
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost korečků
V	[dm ³]	Objem korečku
V_k	[dm ³]	Objem korečku
X	[-]	Součinitel pro jednořadá kuličková ložiska
Y	[-]	Součinitel pro jednořadá kuličková ložiska



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace:

Výkres sestavy	KOREČKOVÝ ELEVÁTOR	0-RV-00-00
Výkres sestavy	HLAVA ELEVÁTORU	0-RV-01-00
Výrobní výkres	HNACÍ HRÍDEL	3-RV-00-01
Výrobní výkres	HNACÍ BUBEN	2-RV-00-02

Další přílohy:

CD s elektronickou verzí bakalářské práce a výkresy ve formátu PDF.

Dne 21. 5. 2013 zpracoval Radek Valouch.